

船舶内燃机设计

陈大荣 主编

国防工业出版社

·北京·

前 言

本书是根据中国船舶工业总公司船舶动力教材编委会制订的关于《船舶内燃机设计》教学基本要求文件为指导,结合近年来教学改革实践,而建立全书框架体系和组选内容。供高等院校船舶动力专业和动力机械工程专业有关课程应用。计划学时数为90学时。

为使读者能适应近代内燃机设计技术的发展,新教材在编写时,着重注意到:

(1)努力吸收和反映近代内燃机设计的新发展、新水平;加强充实现代化设计的新概念、新方法和基础;增设内燃机零部件的强度计算基础一章;有针对性地反映数值计算分析、优化设计、可靠性设计分析及实验应力分析在内燃机设计的应用,使学生能适应近代技术发展的需要。

(2)切实贯彻加强基础和少而精原则,着重阐述内燃机结构设计中的基本理论、基本方法和基本知识;介绍内燃机设计中的一般规律和结构选型,在此基础上扩大读者知识面。教材内容除了保证内燃机力学基础外,在结构机型方面以中、高速、通用型柴油机为主,并以船用为基础;在设计方面以零部件结构选型为主,总体设计为辅;工艺方面介绍提高可靠性和强载能力有关的内容;系统方面适当加强直接影响内燃机性能的供油和配气两大系统。

(3)内容体系保持基本大框架系统性,注意物理概念的阐述。零部件的设计计算着重于建立数学力学模型和解决问题的思路和方法。注意选用典型实机的数据和曲线,提高参数的数值概念。

本书由上海交通大学陈大荣教授主编。参加编写的有:上海交通大学徐维新(第七章),张锡良(第八章),张晓男、陈大荣(第六章),陈大荣(第三、四、九章);大连理工大学张久成(第一、二章),武汉交通科技大学施兴之和龚齐清(第五章),钱耀南(第十二章);华南理工大学丘必达(第十、十一章)。

全书由哈尔滨工程大学杨光昇教授主审。在此,谨向主审和三位指定初审专家(段远才、王昌一和李长汉三位教授)及在本书编写出版过程中曾给予指导和帮助的同志表示诚挚感谢。

由于我们的业务水平和教学经验的局限,书中缺点错误在所难免,望广大读者和使用本教材的兄弟院校师生提出批评指正。

编 者

图书在版编目(CIP)数据

船舶内燃机设计/陈大荣主编. —北京:国防工业出版社,1995.10

ISBN 7-118-01437-0

I. 船… I. 陈… III. 船舶-内燃机-设计 N.U664.12

中国版本图书馆 CIP 数据核字(95)第 05090 号

国防工业出版社出版发行

(北京市海淀区紫竹院南路 23 号)

(邮政编码 100044)

北京怀柔新华印刷厂印刷

新华书店经售

*

开本 787×1092 1/16 印张 29¼ 682 千字

1995 年 10 月第 1 版 1995 年 10 月北京第 1 次印刷

印数:1—1500 册 定价:22.75 元

(本书如有印装错误,我社负责调换)

出版说明

根据国务院国发(1978)23号文件批转试行的“关于高等学校教材编审出版若干问题的暂行规定”,中国船舶工业总公司负责全国高等学校船舶类专业教材编审、出版的组织工作。

为了做好这一工作,中国船舶工业总公司相应地成立了“船舶工程”、“船舶动力”两个教材委员会和“船电自动化”、“惯性导航及仪器”、“水声电子工程”、“液压”、“水中兵器”五个教材小组,聘请了有关院校的教授、专家60余人参加工作。船舶类专业教材委员会(小组)是有关船舶类专业教材建设的研究、指导、规划和评审方面的专家组织,其任务是做好高等学校船舶类专业教材的编审工作,为提高教材质量而努力。

在总结前三轮教材编审、出版工作的基础上,根据国家教委对“八·五”规划教材要“抓好重点教材,全面提高质量,适当发展品种,力争系统配套,完善管理体制,加强组织领导”的要求,船舶总公司于1991年又制定了《1991—1995年全国高等学校船舶类专业规划教材选题》。列入规划的选题共107种。

这批教材由各有关院校推荐,同行专家评阅,教材委员会(小组)评议,完稿后又经主审人审阅,教材委员会(小组)复审,然后分别由国防工业出版社、人民交通出版社以及有关高等学校的出版社出版。

为了不断地提高教材质量,希望使用教材的单位和广大师生提出宝贵意见。

中国船舶工业总公司教材编审室

1992年5月

目 录

第一章 内燃机设计总论	1
第一节 内燃机设计要求.....	1
第二节 内燃机的设计指标.....	3
第三节 设计工作的内容和一般程序	10
第四节 内燃机总体布置工作简介	19
思考题	23
第二章 内燃机零部件的强度计算基础	24
第一节 内燃机零部件的机械负荷和热负荷	24
第二节 内燃机零件的应力、变形状态计算.....	26
第三节 零部件受热状态的计算	27
第四节 内燃机零部件强度的评定	28
思考题	32
第三章 曲柄-连杆机构的动力学	33
第一节 曲柄-连杆机构的运动学	33
第二节 曲柄-连杆机构的受力分析.....	38
第三节 主、副连杆机构的运动学及动力分析.....	49
第四节 内燃机曲柄排列和发火顺序	60
第五节 内燃机轴颈和轴承负荷	64
第六节 内燃机的回转不均匀性及飞轮转动惯量的计算	74
思考题	77
参考文献	77
第四章 内燃机的平衡	78
第一节 单缸内燃机的平衡分析	78
第二节 单列式多缸内燃机的平衡分析	80
第三节 单列式多缸内燃机平衡法	94
第四节 V型内燃机的平衡分析及平衡方法	97
思考题.....	104
参考文献.....	104
第五章 曲轴与轴承	105
第一节 曲轴的工作情况、受力分析与设计要求	105
第二节 曲轴的结构设计.....	112
第三节 曲轴的材料及强化工艺.....	123
第四节 曲轴强度计算.....	128

第五节	有限元法在曲轴设计计算中的应用	136
第六节	内燃机轴承的工作情况、材料和结构设计	139
第七节	轴心轨迹计算	152
	思考题	156
	参考文献	157
第六章	连杆设计	158
第一节	连杆的工作及设计要求	158
第二节	连杆的结构设计	159
第三节	连杆的强度计算	171
第四节	用有限元法分析连杆的结构强度	181
第五节	连杆螺栓的设计及强度校核	186
	思考题	192
	参考文献	192
第七章	活塞组设计	194
第一节	活塞组工作状态和设计要求	194
第二节	整体活塞的结构设计	195
第三节	冷却活塞结构设计特点	211
第四节	销与销座配合及活塞销设计	219
第五节	活塞环的工作和设计	223
第六节	有限元法在活塞温度场、应力和变形计算中的应用	237
	思考题	245
	参考文献	246
第八章	固定机件的结构和设计	247
第一节	气缸盖的结构设计与布置	247
第二节	气缸套的结构及设计	260
第三节	机体和机座的结构及设计	274
	思考题	283
	参考文献	284
第九章	配气机构	285
第一节	配气机构的设计要求和布置	285
第二节	凸轮型线的设计及机构运动学的计算	291
第三节	配气机构的受力分析	305
第四节	凸轮轴及驱动机构的设计	307
第五节	气阀组件的设计及提高气阀工作能力措施	312
第六节	气阀弹簧的设计	319
第七节	配气机构的动力现象和动力计算简介	322
	思考题	325
	参考文献	325
第十章	供油与调节	326

第一节	供油系统概述	326
第二节	喷油泵的结构分析和柱塞偶件的设计	328
第三节	出油阀的结构设计	342
第四节	喷油器的结构分析及其偶件的设计	346
第五节	系统元件穴蚀的引起和防止	357
第六节	喷油系统的改进与发展	361
第七节	柴油机的调速及其工作指标	365
第八节	调速器的工作原理和结构	371
第九节	调速器的选用和性能的提高	380
	思考题	382
	参考文献	382
第十一章	柴油机附属工作系统	383
第一节	润滑系统	383
第二节	冷却系统	403
第三节	起动系统	410
第四节	换向机构	422
第五节	操纵机构	426
	思考题	432
	参考文献	432
第十二章	船用低速十字头式柴油机的结构设计特点	433
第一节	船用低速十字头式柴油机的主要特点和发展现状	433
第二节	活塞组结构设计特点	434
第三节	十字头组和连杆的结构设计	438
第四节	曲轴	446
第五节	固定机件	448
第六节	船用低速十字头式柴油机的典型总体结构介绍	455
	思考题	458
	参考文献	459

第一章 内燃机设计总论

内燃机是功率范围宽、经济性高,能适应多种用途的动力机械。随着用途和使用条件的不同,对内燃机的要求也不同。

第一节 内燃机设计要求

一、内燃机设计基本要求

(1)运转可靠。在规定的使用期限内,在规定的工况下,内燃机应能正常连续运转,不致因故障而强迫停车或降低功率。

(2)使用寿命长。到第一次大修或完全报废时的使用期限要长,以增加营运时间或提高舰船的在航率。一般,大功率内燃机的大修期(h)为:

高速机	10000~25000
中速机	20000~50000
低速机	50000~100000

(3)经济性高。内燃机在持续工况下燃油、滑油消耗率要低。一般,大功率内燃机的燃油、滑油消耗率(g/kW·h)分别为:

高速机	200~220, 0.9~2
中速机	175~200, 0.8~1
低速机	160~190, <0.8

(4)内燃机结构尽可能先进、合理而又简单,利于使用、维修,具有高的技术使用指标。

(5)质量、体积小。内燃机的比质量要小,在保证相对可靠性和持久性的前提下,尺寸尽可能小。大功率内燃机的单位质量(kg/kW)一般为:

高速机	1.6~16
中速机	6~30
低速机	24~50

(6)起动方便。无论是冷态还是热态,曲轴停在任何位置,均能以少量的能量使内燃机起动。要求使用压缩空气起动的四冲程内燃机气缸数不少于六缸,二冲程内燃机不少于四缸。

对于船用内燃机还应满足:

(7)曲轴直接反转的内燃机其换向时间不大于15s,从台架上测得的倒车功率不得小于正车持续功率的75%。

(8)保证曲轴回转不均匀度不大于1/30~1/40;内燃机常用转速范围内无禁区。

(9)内燃机能在船舶纵、横摇摆条件下正常运转。

二、特种舰船对内燃机设计的补充要求

从军用舰艇的实战要求出发,对内燃机总的要求是:

功率大、质量体积小、运转可靠、生命力强、具有一定的抗冲击能力。当舰艇遭受攻击时,受到强烈的冲击作用,内燃机应能保持继续运转的能力。内燃机的振动、噪声要小。排气中的火花和热量要少,以防舰艇受到利用物理场的武器的攻击。内燃机应有多机并机传动及与燃气轮机组成联合装置的可能。

此外,不同的舰艇尚有不同的具体要求。

1. 登陆舰对内燃机的特殊要求

(1)最低稳定转速要小,约为持续转速的 $1/4 \sim 1/3.5$ 。

(2)倒车功率要大。登陆舰既要抢滩,又要退滩;且螺旋桨又是处于浅水之中,这时要求主机有足够的倒车功率。

2. 扫雷舰对内燃机的特殊要求

(1)能在最低转速和最小负荷下稳定运转。在收放扫雷器具时,要求舰艇航速最小,一般为 $3 \sim 6\text{kn}$,特殊情况下仅有 2kn 左右,有时单靠内燃机本身低速能力仍感不足,因而采用变螺距螺旋桨。

(2)内燃机的磁场强度应尽量小,以防引爆磁性水雷,特别是舰体用非磁性材料制造时,减少内燃机的磁性尤为重要。

(3)超负荷能力大,以适应扫雷时增加拖力的要求。

(4)噪声、振动小,以防引爆音响水雷。

3. 潜艇对内燃机的特殊要求

(1)内燃机能在一定的真空度与高背压下稳定运转,并发出所要求的功率。

(2)能适应航行、充电等多种工作要求,要求内燃机功率范围宽广。

4. 快艇对内燃机的特殊要求

功率大、比质量小、加速性好是这类艇突出的要求,常用强化系数(p, C_m)大的高速强载型大功率内燃机。内燃机的功率特性能适应滑行艇或水翼艇的推进特性。

螺旋桨所吸收的功率与转速间的关系为:

$$N_B = C n_B^m \quad (1-1)$$

式中 N_B ——螺旋桨需要的功率, kW;

n_B ——螺旋桨的转速, r/min;

C ——常数;

m ——指数。

一般船舶的螺旋桨其 $m \approx 3$, 而快艇则不同, 航行状态时 $m = 2.8 \sim 3.9$ (平均值 $m \approx 3$); 过渡状态时 $m = 1.9 \sim 2.2$ (平均值 $m \approx 2$); 滑行状态时 $m = 1.4 \sim 1.6$ (断级式艇) 或 $m = 1.6 \sim 1.8$ (非断级式滑行艇) 或 $m \approx 2$ (水翼艇全速或接近全速)。

最后指出,除上述要求外,内燃机还必须满足许多具体要求及船舶建造规范中的若干具体规定。

三、渔船、拖船、船舶电站对内燃机的特殊要求

渔船内燃机除应满足结构简单、工作可靠、易于维修的要求外,还应:

(1)能燃用劣质燃料。

(2)可一机多用,能带动起重机、起网机、发电机、空气压缩机及水泵等装置,常要求内燃机具有自由端输出功率的设施。

(3)内燃机应允许在较大的倾斜度情况下工作。

(4)内燃机应有较低的最低稳定转速。

拖船除有上述类似要求外,拖船上的内燃机应能适应在航速不变时,推进轴的扭矩随着拖载的增加而增加。内燃机的负荷可以根据拖钩率引力间接地算出来;内燃机功率:

$$N_B = \frac{Gv}{1000\eta_1\eta_2\eta_3} \quad (\text{kW}) \quad (1-2)$$

式中 G ——拖钩牵引力, N;

v ——航速, m/s;

η_1 ——减速器效率;

η_2 ——轴系效率;

η_3 ——拖带效率, $\eta_3 = G \cdot v / 1000N_B$ 。

从上式可知,内燃机的特性应适应拖载工况下,负荷增加的要求。

对船舶电站用内燃机的主要要求:

(1)曲轴回转不均匀度要小。通常:

$$\text{直流} \quad \delta = 1/100 \sim 1/150$$

$$\text{交流} \quad \delta = 1/150 \sim 1/300$$

(2)内燃机应能在任意负荷下保持稳定运转。要求其调速器的不灵敏区域极小,有负荷限制装置。

(3)应能适应并车运行,保持稳定的转速与负荷分配而不出现负荷转移。

第二节 内燃机的设计指标

一、工作性能指标和参数

内燃机工作性能指标有:动力性指标、经济性指标、可靠性指标、振动与噪声指标及排放指标等。

(一)内燃机的动力性能指标和参数

内燃机的动力性能指标包括:功率、扭矩、转速等,均应满足使用要求。

1. 功率

内燃机的功率,根据不同的使用要求,可以有不同的标定。根据 GB1883—80 的规定,有四种不同的功率:

15 分钟功率 指内燃机允许连续运转 15min 的最大有效功率。适用于汽车、摩托车、摩托艇等用的发动机的功率标定。

1 小时功率 指内燃机允许连续运转 1h 的最大有效功率。适用于工业拖拉机、工程机械、内燃机车及船舶等内燃机的功率标定。

12 小时功率 指内燃机允许连续运转 12h 的最大有效功率。适用于农用拖拉机、农业排灌、工程机械用内燃机及内河船舶等内燃机的功率标定。

持续功率 指内燃机允许长期连续运转的最大有效功率。适用于船舶等内燃机功率

的标定。

内燃机制造厂标定有效功率时,可在铭牌上标明 1~2 种标定功率。

内燃机设计时,可根据使用要求、机型通用性及发展需要,考虑系列化、功率型谱衔接等要求,选择设计功率和强度验算功率。一般情况下,可取持续功率作为设计功率;强度验算时,可取 1 小时功率或其它标定功率。

应该指出,有些结构尺寸相同或基本上相同的内燃机,由于用途不同而有着不同的标定功率,分属于不同的型号。因此,标定功率不是内燃机的固定属性,而是根据某种约定条件标定的结果。

2. 扭矩

不同的使用条件有不同的要求。汽车、拖拉机、船舶工程机械等对内燃机的扭矩有较高要求,其最大扭矩值及其扭矩点对使用有着重要意义。要求最大扭矩点出现在尽量低的转速下。

3. 转速

一般称标定功率时相应的转速为标定转速。内燃机转速的选择,主要取决于使用与配套要求。船用内燃机,直接驱动螺旋桨时应尽量选择螺旋桨最佳效率时的转速;通过减速器传动时,应考虑提高推进效率而转速比又不过大。驱动各种辅机时,其转速及运转特性应与被驱动机械相匹配;驱动交流发电机时,其转速应根据发电机频率和磁极对数决定:

$$n = 60f/p \quad (\text{r/min}) \quad (1-3)$$

式中 f ——频率(我国一般采用 50Hz);

p ——磁极对数。

提高转速是提高内燃机功率的途径之一。随着转速的提高,内燃机零件的机械负荷、热负荷、磨损均将增加,同时内燃机的摩擦损失、噪声和振动也随之增加,因此确定发动机的转速须慎重。高速小型内燃机常采用提高转速的方法提高功率。

内燃机的有效功率可按下式计算:

$$\begin{aligned} N_e &= \frac{p_e \cdot i \cdot V_A \cdot n}{30\tau} \quad (\text{kW}) \\ &= 0.7854 \times 10^{-3} \cdot \frac{p_e \cdot C_m \cdot i \cdot D^2}{\tau} \end{aligned} \quad (1-4)$$

式中 p_e ——平均有效压力(MPa);

i ——气缸数;

V_A ——一个气缸的工作容积(L)

$$V_A = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \quad (1-5)$$

n ——转速(r/min);

D ——气缸直径(mm);

S ——活塞行程(mm);

τ ——冲程数,四冲程 $\tau=4$,二冲程 $\tau=2$;

C_m ——活塞平均速度

$$C_m = \frac{S \cdot n}{30} \times 10^{-3} \quad (\text{m/s}) \quad (1-6)$$

由式(1-4)可知,提高 p_e 是提高功率途径之一。平均有效压力 p_e 是内燃机每个循环中单位气缸容积所发出的有效功率大小的标志,是衡量气缸内工作过程完善程度、强化程度的重要参数,它在很大程度上反映设计和制造水平。各类内燃机的 p_e 值(MPa):

四冲程非增压 0.5~0.74MPa,增压 0.74~2.25MPa

二冲程非增压 0.49~0.64MPa,增压 0.74~1.47MPa

现代汽车用汽油机 $p_e=1\sim1.5$ MPa,柴油机 $p_e=0.6\sim0.9$ MPa,个别可达 $p_e=1.2$ MPa;坦克柴油机高达 $p_e=2.4$ MPa。

随着 p_e 值的提高,内燃机的机械负荷和热负荷均随之增高,所以在选取此值时应根据生产、研究和工艺水平的实际情况,并考虑发展等因素综合确定。

活塞平均速度 C_m 是影响内燃机机械负荷、热负荷、寿命及可靠性的重要参数。一般地说,提高 C_m 可提高功率,减小内燃机的比质量。但随着 C_m 的提高,热负荷成正比增大,由惯性力引起的负荷和变形与 C_m 的平方成正比增加;零件磨损随 C_m 成正比增加;各种摩擦损失和流动损失均随之增加。各类内燃机的 C_m 值(m/s):

高速机 9~13

中速机 6~9

低速机 5~7

最高爆发压力 p_b 值大小对内燃机结构强度、振动噪声、运转性能等都有直接影响。通常,以最大标定功率时的 p_b 值作为零件强度计算和试验的依据。各类内燃机的 p_b 值。

非增压柴油机为 $p_b=6\sim8$ MPa,增压柴油机:低速二冲程为 $p_b=7\sim11$ MPa,中、高速机为 $p_b=7\sim15$ MPa。

(二)强化指标

由式(1-4)可看出, N_e 与 $p_e \cdot C_m / \tau$ 成正比。同样,内燃机的热负荷 q 也与之成正比,即

$$q = K' \frac{p_e C_m}{\tau} \quad (1-7)$$

通常,以 $p_e C_m / \tau$ 作为强化指标,称为强化系数。各类内燃机的数值(MPa·m/s):

四冲程非增压 6.5~9

四冲程增压中、高速 12~34

二冲程低速 7.5~10

对于中小功率内燃机,常用升功率作为评定强化程度的指标。各类内燃机的数值(kW/L):

中速船用 6~25

高速船用 6~30

汽车用 10~30

(三)经济性指标

衡量内燃机经济性的指标,主要用燃油消耗率和滑油消耗率表示。目前,经济性最高的是低速机,其燃油消耗率达117~126g/kW·h,滑油消耗率达0.7~1.0g/kW·h。

(四)可靠性和寿命指标

可靠性是指零部件、设备或系统在规定的使用条件下,在规定的使用时期内完成规定功能的能力。评价内燃机可靠性的指标有可靠度、故障率、重要度等。

可靠度用内燃机零部件、设备或系统在规定的使用条件下,在规定的使用期限内,完成规定功能的概率来表示。如果一批产品有 N 个,从开始工作到 t 时刻内,有 $n(t)$ 个发生故障(或称失效),则当 N 足够大时,产品在该时刻的可靠度可近似地用它的不发生故障的概率表示,即

$$R(t) = \frac{N - n(t)}{N} \quad (1-8)$$

可以看出,产品的可靠度是时间的函数,随着时间的增长,产品的可靠度越来越低,最终可靠度为 $0(1 \geq R(t) \geq 0)$ 。

产品寿命是指产品工作到规定状态的工作期限。内燃机的工作期限(或称使用期限)标志着耐久性,依据主要零件的磨损极限来确定。一般有两种使用期限:小修期和大修期。通常把内燃机开始工作直到第一次大修所累计的运行时间做为大修期,即通常所说的内燃机的寿命(使用寿命)。大修期取决于气缸套、活塞及曲轴等主要零件的磨损量及变形量。小修期取决于活塞环、轴瓦、气阀、喷油嘴及高压油泵等易损件的磨损量及变形量。

新研制的样机应按国家标准进行耐久试验。测量主要零件的磨损,可得:

$$\text{计算大修期} = \frac{\text{零件允许的极限磨损量}}{\text{试验后零件的实际磨损量}} \times \text{试验时间} \quad (1-9)$$

计算大修期只能作参考,因为实际使用条件远比实验室条件差,实际使用时冷启动次数较多,磨损量远比正常运转时高。

(五) 振动、噪声指标

内燃机的振动,通常考虑两类振动:轴系振动和整机振动。

轴系振动 考虑曲轴系的扭转振动、纵向振动、横向振动及其耦合振动。要求轴系在运转范围内无强共振、各转速下各轴段上的附加应力不超过许用值,高速机应控制自由端振幅值不超出许用值(经验值为 0.25°)。

整机振动 为了评价内燃机整体振动状况,要求在符合要求的试车台上进行振动测试,以评定内燃机本身的振动品质。常用当量振动烈度作为内燃机整体振动的评定量标。当量振动烈度的定义:

$$V_s = \sqrt{\left(\frac{\sum V_x}{N_x}\right)^2 + \left(\frac{\sum V_y}{N_y}\right)^2 + \left(\frac{\sum V_z}{N_z}\right)^2} \quad (\text{mm/s}) \quad (1-10)$$

式中 V_x, V_y, V_z 为各测点上在 x, y, z 三个互相垂直方向上的振动速度的有效值。 N_x, N_y, N_z 为三个方向上的测点数。

内燃机安装场合不同,有不同的限值。我国的 CB3256—85 船用柴油机振动评级中规定:柴油机振动状态的评定分成四级, A 级为优良, B 级为良好, C 级为容忍, D 级为不合格。各等级的当量振动烈度界限值如表 1-1 所示。

表 1-1 各等级的当量振动烈度界限值

V_s 值 (mm/s) 等 级 支承情况	A	B	C	D
无隔振	<4.5	4.5~11.2	11.2~28.0	>28.0
有隔振	<11.2	11.2~28.0	28.0~71.0	>71.0

内燃机的噪声来自机械噪声、燃烧噪声和气体动力噪声三个方面。噪声的大小用指示噪声计来计量,称为噪声级。噪声级有 A、B、C 三种,单位为分贝(dB)。噪声级按国家规定方法测量。

现代汽车发动机一般以 85~110dB(A)为限值,其中汽油机取小值,柴油机取较大值。

船用内燃机在持续功率和转速时,噪声级不得大于:

高速柴油机	110dB(A)
中速柴油机	100dB(A)
低速柴油机	95dB(A)

(六)内燃机的排放指标

火花点火式内燃机排出的气体包含有:氧化氮(NO 、 NO_2),通称 NO_x 、一氧化碳(CO)和未燃烧或部分燃烧碳氢(HC)的有机化合物。

柴油机燃烧生成物中有害物质分为气态和微粒两类排放物。气态排放物中有氮的氧化物 NO_x 、一氧化碳 CO 及未燃烃等。还有少量 HC 及 SO_2 产生。

国家对内燃机的有害排放物规定有限值。随着技术水平的提高,这种限制逐年提高。对于柴油机,我国使用波许式烟度计测定排气烟度,烟度限值为 ≤ 4.5 波许单位(参见有关标准)。排放指标应满足使用要求及规定的限值。

二、结构设计参数

主要结构参数有缸径 D 、活塞行程 S 、气缸数及缸心距 L_0 等。

(一)气缸直径 D 和活塞行程 S

选定缸径 D 及行程 S 是一个对内燃机各种指标、参数进行全面分析和综合评定的过程。根据内燃机的用途、功率范围、尺寸、比质量及使用寿命等技术要求进行全面的分析,借鉴国内外成功机型的技术成就、使用经验和发展前景,通过多方案论证,优选合理参数。

在选定缸径 D 时,首先应考虑系列化和功率型谱衔接的要求,以及设计机型的发展前景,从国家推荐的标准中选定。

选定活塞行程 S 应与选定 D 同时考虑。活塞行程 S 的确定受活塞平均速度 C_m 和 S/D 的制约,必须全面分析。

增大缸径,增大行程均能增大功率。但随着缸径的增大,零件的尺寸、质量、机械负荷和热负荷均随之增大。增大行程 S ,活塞平均速度 C_m 相应增大,除影响机械负荷、热负荷外, C_m 对内燃机的磨损影响较大。 C_m 影响内燃机的寿命,因此靠提高 C_m 来提高功率须持慎重态度。

(二) S/D 的影响

S/D 是重要的结构参数之一,对内燃机有多方面的影响, S/D 对内燃机总体结构、性能的影响,在不同的前提条件下可得出不同的结论。这里将功率、平均有效压力和活塞平均速度假设各自为定值来进行分析。当 C_m 为定值时,则在 S 减小时将导致转速 n 提高;反之,在 S 增大时则应降低转速 n 。通过控制 C_m 值来保持必要的使用寿命是常采用的方法之一。

1. S/D 对外形尺寸、质量的影响

对一台四缸高速内燃机参数分析结果,如图 1-1 所示。由图可看出,长度 L 随 S/D 的增大而减小,高度 H 随 S/D 的增大而增高,宽度 B 受 S/D 的影响较小。若 D 不变, S/D 减

小则活塞行程减短。这时,为保持 C_m 不变则提高转速,引起内燃机高度减小、曲轴箱体积减小,比质量下降。

2. S/D 对往复惯性力的影响

最大往复惯性力:

$$\begin{aligned} P_{j\max} &= m_j R \omega^2 (1 + \lambda) = KD^3 \cdot \frac{S}{2} \cdot \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 \\ &= KD^2 \cdot C_m^2 \cdot \frac{1}{S} \end{aligned} \quad (1-11)$$

式(1-11)表明惯性力负荷随 S/D 的减小而增大。

3. S/D 对燃烧室传热的影响

S/D 影响内燃机压缩容积与其表面积之比 ξ 值。 $\xi = F_c/V_c$, V_c 为压缩容积, F_c 为相应的表面积。其影响如图 1-2 所示,随 S/D 的增大, F_c/V_c 比值减小。设计时希望 F_c/V_c 值尽量小,以减少燃烧室散出的热量。由此可知,适当增大 S/D 值对改善经济性有利,对燃烧室设计和改进燃烧有利。

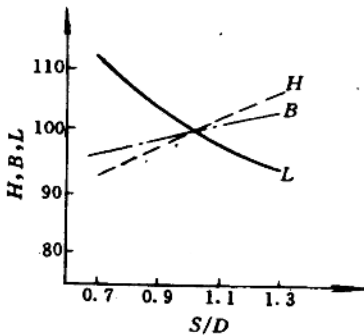


图 1-1 S/D 对外形尺寸的影响

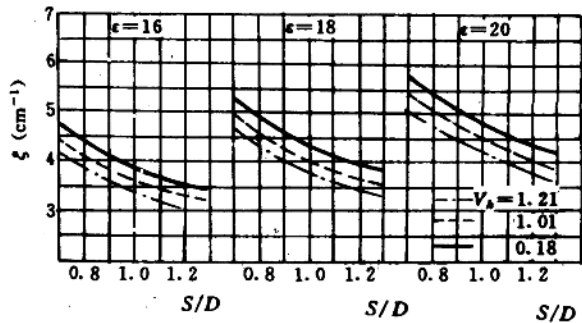


图 1-2 S/D 对 F_c/V_c 的影响

4. S/D 对曲轴强度的影响

缸径不变时,曲柄半径随 S/D 的增大而增大,减小了主轴颈与连杆轴颈的重叠,对曲轴抗弯曲疲劳强度不利。相反地,减小 S/D 值,轴颈重叠加大,将增强曲轴抗弯曲疲劳能力,由于刚度增大,对改善振动状况有利。 S/D 的范围:

高速机	0.9~1.25
中速机	1.0~1.4~1.8
低速机	
回流扫气	1.7~2.05(多数 1.7~1.8)
直流扫气	1.85~2.25(多数 2.0 以上)
长行程机	2.8~3.85

(三) 气缸数及其排列(图 1-3)

增加气缸数是增大单机功率的途径之一。一般地说,直列式内燃机的缸数可多达 10~12 缸,但缸数过多时,曲轴及机体的刚度差。因此,缸数多时或通过增加缸数来扩大功率范围时,常考虑 V 型、W 型、星型等其它结构型式。由于增压技术的进步,W 型、星型等复

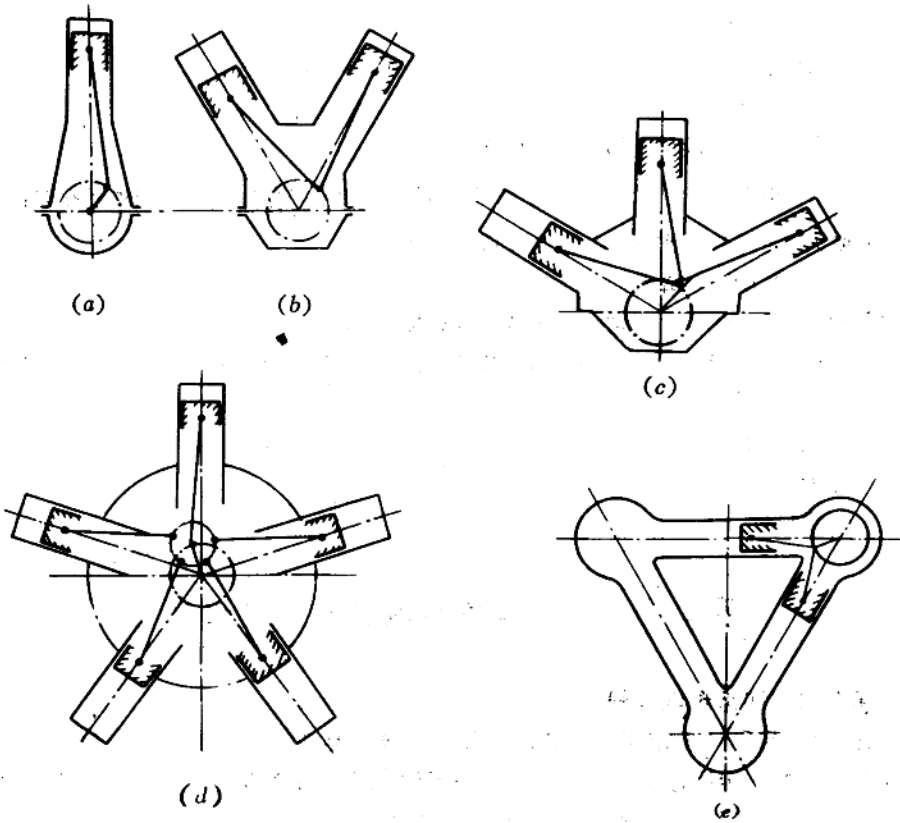


图 1-3 气缸排列型式

杂结构已很少研制,对直列及V型结构施以增压技术常常可以满足大功率的要求。

直列与V型排列应用最广泛。V型排列可在直列机基础上研制,通用件数量可达60%~80%,V型排列较直列式长度可缩短35%~45%,比质量可减小15%~20%。大功率内燃机中,采用V型排列者居多数。

(四)缸心距 L_0

L_0 是直接影响内燃机长度尺寸的主要参数。通常以 L_0/D 来表征长度方向的紧凑性。确定 L_0 时应考虑:

(1)曲柄尺寸。单位曲柄长度与 L_0 相等,过小的 L_0 可能引起轴颈表面承压能力不足或曲臂过薄。

(2)缸套周围尺寸。缸套周围水腔、壁厚、扫气空间与 L_0 有关,应留有适当的空间。

(3)气缸盖螺栓的布置。缸盖螺栓的数目及其布置影响发动机工作性能、可靠性,影响功率的提高,影响系列化和发展。

(4)凸轮轴的布置。 L_0 影响凸轮的布置及换向机构轴向尺寸的布置。

(5)选定 L_0 时应考虑发动机强化和发展的需要。过小的 L_0 影响总布置,过大的 L_0 将使发动机笨重,应充分评比、论证。各类内燃机数值(L_0/D):

低速二冲程

1.7~1.92

中速直列式	1.33~1.8
V型	1.44~2.28
高速直列式	1.17~1.6
V型	1.2~1.7

(五)曲柄半径 R 与连杆长度 L 之比 λ

$\lambda = \frac{R}{L}$ 是对内燃机尺寸、比质量、寿命等有影响的结构参数。选择 λ 时应考虑:

- (1) λ 愈大, 连杆长度愈短, 内燃机总高度愈小。
- (2) 往复惯性力随 λ 增大而增大。
- (3) 侧推力随 λ 的增大而增大, 加剧活塞磨损, 影响寿命。
- (4) λ 值较大时, 摆角增大可能引起连杆摆动最大位置时与缸套相碰。各类内燃机 λ

值:

低速二冲程机	1/3.5~1/4
中速机	1/3.8~1/4.6
高速机	1/3.5~1/4.3

第三节 设计工作的内容和一般程序

一、基本内容和常规设计程序

内燃机的产品设计工作应包括新产品设计和老产品改造两方面内容。设计工作须有计划、有组织并按一定程序进行。可分为方案调查和策划; 样机设计、试验; 样机试制和试验; 定型鉴定和投产四个主要阶段。主要工作内容:

1. 编制设计技术任务书

技术任务书是设计工作的主要依据, 其内容有: 开发新产品或改造老产品的原因、用途和适用范围; 主要技术规范; 包括内燃机型式、气缸排列、冷却方式、标定功率及转速、最大扭矩及转速、缸径及行程、缸数、冲程数、平均有效压力、活塞平均速度、燃油消耗率、滑油消耗率、外形尺寸、净质量、大修期; 主要结构型式; 机型系列及变型产品, 进一步强化可能性; 其它特殊要求, 如冷起动、噪声、排放等。

2. 调研收集资料

技术任务书确定之后, 首先必须进行调查研究, 访问使用单位、配套单位、生产厂。了解配件情况、生产厂技术状况、工艺条件和设备能力。广泛收集现有国内外同类优良产品的设计、制造、试验研究及使用方面的资料, 可选择合适的内燃机作为母型。

3. 总体方案设计

方案设计包括确定主要结构方案和主要结构参数, 选择附件, 并进行总体布置, 绘制纵横剖面方案总图、传动图、必要的辅助视图、主要系统草图。必须进行多种方案评比, 选择最佳方案。总体方案设计图应反映主要零件(如: 缸盖、机体、缸套、活塞、连杆、曲轴)的结构; 驱动配气机构和喷油泵的正时齿轮的布置; 机油泵、机油滤清器、机油冷却器的布置及主轴承、凸轮轴承、摇臂轴承等的润滑油路; 冷却水泵、冷却风扇的布置及气缸套、气缸盖等的冷却水路; 还需考虑驱动其它附件有动力输出的可能。对增压内燃机还需研究增压